

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 08-182254

(43)Date of publication of application : 12.07.1996

(51)Int.Cl.

H02K 7/14
H02K 5/24
H02K 7/04

(21)Application number : 07-015068

(71)Applicant : NIPPONDENSO CO LTD

(22)Date of filing : 01.02.1995

(72)Inventor : SATO TAKU

(30)Priority

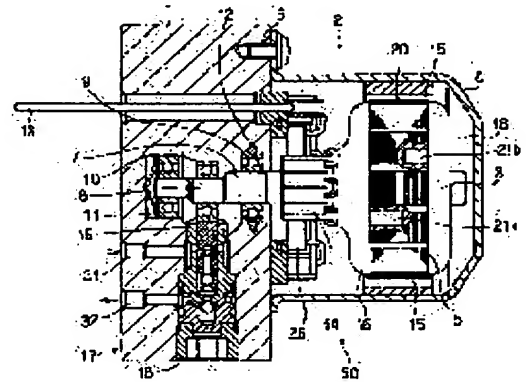
Priority number : 06264906 Priority date : 28.10.1994 Priority country : JP

(54) MOTOR FOR MOTOR-DRIVEN PUMP

(57)Abstract:

PURPOSE: To provide a motor for motor-driven pumps which can reduce the noise caused by the piston motion in a piston pump.

CONSTITUTION: In a motor for motor-driven pumps which, for the driving of a piston pump, has an eccentricity section 8 in an armature shaft 7 of its rotational shaft, hole sections 21a, 21b are so formed in an armature 3 of a motor section 2 that a resultant force F comprising a summation F_r of exciting forces F_1 , F_2 and an exciting force F_v comes minimum. The exciting forces F_1 , F_2 are caused respectively by the motion of a piston 19 and by the rotational motion of the eccentricity section 8 which are both in the direction of movement of the piston 19. The exciting force F_v is caused by the rotational motion of the eccentricity section 8 which is in the vertical direction to the direction of movement of the piston 19. Thereby, the composite vibration comprising the vibrations caused respectively by the motion of the piston 19 and by the rotational motion of the eccentricity section 8 can be minimized.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 16.05.2001

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 07.10.2003

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平8-182254

(43) 公開日 平成8年(1996)7月12日

(51) Int.Cl. ⁵	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
H 0 2 K	7/14	B		
	5/24	Z		
	7/04			

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平7-15068

(22) 出願日 平成7年(1995)2月1日

(31) 優先権主張番号 特願平6-264906

(32) 優先日 平6(1994)10月28日

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000004260

日本電装株式会社

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72) 発明者 佐藤 卓

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

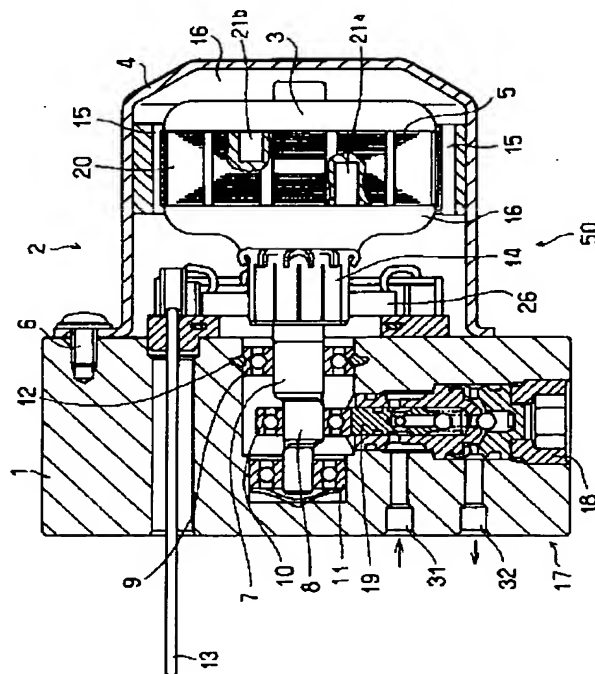
(74) 代理人 弁理士 碓氷 裕彦

(54) 【発明の名称】 電動ポンプ用モータ

(57) 【要約】

【目的】 ピストンポンプにおけるピストン運動に基づく騒音を低減可能な電動ポンプ用モータを提供すること。

【構成】 ピストンポンプを駆動するために、モータの回転軸であるアーマチャシャフト7に偏心部8が設けられている電動ポンプ用モータにおいて、ピストン19の運動方向における、そのピストン運動による加振力 F_1 と偏心部8の回転運動による加振力 F_2 との和 F_r と、ピストン19の運動方向と垂直方向における偏心部8の回転運動による加振力 F_v との合力 F が最小となるように、モータ部2のアーマチャ3に穴部21a、21bを形成する。これにより、ピストン運動による振動と偏心部の回転運動による振動との合成振動を最小にすることができる。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ビストンポンプを駆動するために、モータの回転軸であるアーマチャシャフトに偏心部が設けられている電動ポンプ用モータにおいて、前記アーマチャシャフトの回転時に、前記偏心部によって駆動されるビストンポンプの可動部分によるアンバランスを打ち消すように、前記可動部分の運動方向において前記ポンプの可動部分と逆位相の運動を行う位置であって、前記モータの回転部にランサを形成することを特徴とする電動ポンプ用モータ。

【請求項 2】 前記ランサは、前記モータのアーマチャを構成する複数のコアシートに形成した穴部であることを特徴とする請求項 1 記載の電動ポンプ用モータ。

【請求項 3】 前記ランサは、前記ビストンポンプの可動部分によるアンバランスに加え、前記偏心部によるアンバランスをも打ち消すように、前記モータの回転部に形成されることを特徴とする請求項 1 記載の電動ポンプ用モータ。

【請求項 4】 前記ランサは、ビストンポンプのビストン運動の運動方向における、そのビストン運動による加振力と前記偏心部の回転運動による加振力との和と、前記ビストン運動の運動方向と垂直方向における前記偏心部の回転運動による加振力との合力が最小となるように、前記モータの回転部に形成されることを特徴とする請求項 3 記載の電動ポンプ用モータ。

【請求項 5】 ビストンポンプを駆動するために、モータの回転軸であるアーマチャシャフトに偏心部が設けられている電動ポンプ用モータにおいて、前記アーマチャシャフトの回転時に、前記偏心部に起因するアンバランスを打ち消すように、前記モータの回転部にランサを形成するとともに、当該ランサの形成後に残存するアンバランスが所定の角度範囲に収まるように、補助ランサを付加することを特徴とする電動ポンプ用モータ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、オイル等を圧送するための電動ポンプ用モータに関し、中でもビストンポンプを駆動してオイルを圧送する電動ポンプ用モータに関する。

【0002】

【従来の技術】オイル等を圧送すべくビストンポンプを駆動する電動ポンプ用モータでは、従来、図 7 に示すように、電動ポンプ用モータの回転軸であるアーマチャシャフト 107 に、ビストンポンプ 104 を駆動する偏心部 108 が設けられている。なお、偏心部 108 に代えて偏心カムを採用する場合もある。

【0003】このように偏心部 108 もしくは偏心カムを有する場合には、アーマチャシャフト 107 の回転時に、偏心部 108 等のアンバランスによって振動を発生

させる力（加振力）が生ずる。かかる加振力による振動は、騒音等の原因となるため好ましくない。このような問題を解決するために、特開平 4 - 2 4 8 3 4 5 号公報に開示された電動ポンプ用モータがある。この従来技術では、ビストンポンプを駆動するためのアーマチャシャフト偏心部 108 によるアンバランスを解消すべく、第 1 及び第 2 のバランスウエイト 105、106 をアーマチャ 102 の両側においてシャフト 107 に装着する。【0004】

10 【発明が解決しようとする課題】図 7 に示す従来技術においては、第 1 及び第 2 のバランスウエイト 105、106 は偏心部 108 のアンバランスのみを打ち消すように設定されている。かかる構成によれば、アーマチャ 102、アーマチャシャフト 107 及び偏心部 108 等のモータ部におけるアンバランスは解消することができ

る。【0005】しかしながら、電動ポンプ用モータは、偏心部 108 によってビストンポンプのビストン 104 を駆動する。これによりビストン 104 は、所定の範囲を往復運動（ビストン運動）する。かかるビストン運動によってビストンの質量移動が生ずると、この質量移動によって振動を発生させる力が生ずる。従来技術においては、かかるビストン運動による加振力は何ら考慮されていなかったため、電動ポンプ用モータにおける振動に基づく騒音の低減には限界があった。

【0006】そこで、本出願の第 1 発明においては、ビストンポンプにおけるビストン運動による加振力の影響を考慮して、モータの回転部にランサを形成することにより、ビストン運動に基づく騒音を低減可能な電動ポンプ用モータを提供することを第 1 の目的とする。また、本出願の第 2 発明においては、ビストン運動による振動とモータ側のアンバランスによる振動が同調しないように、モータ側のアンバランスの位相を管理することにより、モータ全体として騒音を低減可能な電動ポンプ用モータを提供することを第 2 の目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、第 1 発明による電動ポンプ用モータは、ビストンポンプを駆動するために、モータの回転軸であるアーマチャシャフトに偏心部が設けられている電動ポンプ用モータにおいて、前記アーマチャシャフトの回転時に、前記偏心部によって駆動されるビストンポンプの可動部分によるアンバランスを打ち消すように、前記可動部分の運動方向において前記ポンプの可動部分と逆位相の運動を行う位置であって、前記モータの回転部にランサを形成することを特徴とする。

【0008】前記ランサは、前記モータのアーマチャを構成する複数のコアシートに形成した穴部であることが望ましい。これにより、特別の部材を設けることなくバランス取りを行いえるとのメリットがある。また前

記バランサーを、前記ピストンポンプの可動部分によるアンバランスに加え、前記偏心部によるアンバランスをも打ち消すように、前記モータの回転部に形成すると、ピストン運動による振動及び偏心部の回転運動による振動を共に低減できるので、より電動ポンプ用モータの騒音低減に効果がある。

【0009】さらに、ピストン運動による振動及び偏心部の回転運動による振動を共に低減しようとする場合、前記バランサーは、ピストンポンプのピストン運動の運動方向における、そのピストン運動による加振力と前記偏心部の回転運動による加振力との和と、前記ピストン運動の運動方向と垂直方向における前記偏心部の回転運動による加振力との合力が最小となるように、前記モータの回転部に形成されることが効果的である。このようにバランサーを形成することにより、ピストン運動による振動と偏心部の回転運動による振動との合成振動を最小にすることができるためである。

【0010】また、第2発明による電動ポンプ用モータは、ピストンポンプを駆動するために、モータの回転軸であるアーマチャシャフトに偏心部が設けられている電動ポンプ用モータにおいて、前記アーマチャシャフトの回転時に、前記偏心部に起因するアンバランスを打ち消すように、前記モータの回転部にバランサーを形成するとともに、当該バランサーの形成後に残存するアンバランスが所定の角度範囲に収まるように、補助バランサーを付加することを特徴とする。

【0011】

【作用】上記構成において、第1発明によれば、アーマチャシャフトが回転すると、このアーマチャシャフトに設けられた偏心部によってピストンポンプが駆動される。その際、ピストンポンプの可動部分の運動方向において、その可動部分と逆位相の運動を行う位置であって、前記モータの回転部にバランサーを形成しているので、可動部分の質量移動に伴って発生する振動を減少させることが可能になる。

【0012】また、第2発明によれば、アーマチャシャフトの回転時に、このアーマチャシャフトに設けられた偏心部に起因するアンバランスを打ち消すように、モータの回転部にバランサーが形成され、かつ当該バランサーの形成後に残存するアンバランスが所定の角度範囲に収まるように、補助バランサーが付加される。このため、ピストンポンプの可動部分の運動による振動と、バランサーの形成後に残存するアンバランスによる振動とが同調しないように、その位相差を管理することが可能となり、モータ全体としての振動レベルを低減することができる。

【0013】

【実施例】以下、本発明の実施例を図に基づいて説明する。図1及び図3に、本発明の一実施例となる電動ポンプ用モータ50を示す。この電動ポンプ用モータ50に

において、ポンプハウジング1は、例えばダイキャスト等ではば円柱状に形成され、圧送するオイル等の流体の吸入口31、吐出口32を有している。このポンプハウジング1には、アーマチャ3の支持ベアリング9が、樹脂等にてハウジングリセス加工部12で固定されており、モータ部2のステータ4もネジ6によってネジ止めされている。また、ポンプハウジング1には、そのラジアル方向にポンプ部17が設けられている。このポンプ部17は、ポンプハウジング1にスクリュー18によって固定されている。ピストン19は、アーマチャシャフト7の偏心部8に圧入される偏心ベアリング10と接している。このようなポンプ構造の詳細は、公知であるため以下説明を省略する。

【0014】次に、モータ部2について説明する。モータ部2は、磁石式直流モータとして構成されており、出力軸であるアーマチャシャフト7、このアーマチャシャフト7に設けられるアーマチャ3、アーマチャ3に巻回される巻線16に電流を供給するためのコンミテータ14を備えている。また、モータ部2は、ポンプハウジング1に固定される円筒形状のステータ4、このステータ4内にアーマチャコア20と対向するよう固定された円弧状磁石15、コンミテータ14に対して摺接するように設けられたブラシ24及び26を備えている。

【0015】図3に示すように、モータ部2のプラスブラシ24は、ターミナル25を介しターミナル13に接続され、このターミナル13は図示しないプラス電源に接続される。マイナスブラシ26は、ターミナル27、28を介し、ポンプハウジング1に接続されている。ターミナル25、27、28は、樹脂ブラシホルダ30に一体成形されており、この樹脂ブラシホルダ30は、ネジ29によってポンプハウジング1に固定されている。このような構成においてモータ2への電力供給を行う。

【0016】ここで、アーマチャ3は支持ベアリング9及び11によって、ポンプハウジング1に片持ち支持されている。このアーマチャ3のコア20は、コアシート5が積層されて形成され、アーマチャシャフト7に圧入固定される。図2に示すように、複数のコアシート5にはそれぞれプレス加工等で打ち抜かれた穴部21が設けられている。かかる穴部21によってピストン19の質量を考慮しつつ、アーマチャ3及びアーマチャシャフト7のバランス取りを行う。このバランス取りの詳細については後述する。

【0017】上記の構成による作動を以下に説明する。モータ部2に電力が供給されると、アーマチャ3及びアーマチャシャフト7は回転する。すると、アーマチャシャフト7に設けられた偏心部8が回転し、偏心ベアリング10がポンプ部17のピストン19を往復運動させる。この往復運動によるピストン19の質量移動に伴って、ピストン19の運動軸方向に振動が発生する。一方、アーマチャ3及びアーマチャシャフト7において、

例えばコアシート5に穴部21を形成することにより、偏心部8の偏心方向と逆方向にアンバランスを有するようになると、このアンバランスの移動はピストン19の移動と逆位相の関係となる。これにより、ピストン19の質量移動に伴う振動を減少させることが可能になる。

【0018】ただし、偏心部8及び偏心ベアリング10は、回転運動を行っている。従って、単にピストン19の往復運動による振動を打ち消すようにアンバランス量を設定しても、そのアンバランス量の質量移動により、上記運動軸方向以外の方向にアンバランス量による振動が残ってしまう。かかる振動は、騒音等の原因となるものであるため、振動が残存は好ましくない。

【0019】そこで、ピストン19による振動及びアーマチャ3及びアーマチャシャフト7側のアンバランス量による振動の合成振動を求め、かかる合成振動が最小となるようにアーマチャ3及びアーマチャシャフト7側のアンバランス量を設定するのが好ましい。以下、アンバランス量の設定手法について図4に基づき具体的に説明する。

【0020】図4は、偏心部8及び偏心ベアリング10とピストン19の位置関係を模式的に図示したものである。図4において、ピストン19が偏心ベアリング10によって駆動され往復運動を行うと、ピストン19の質量移動により振動を発生させる力（加振力F1）がピストン19の運動軸方向に発生する。この加振力F1は、以下の式によって表すことができる。

【0021】

$$【数1】 F1 = 2Mpe\omega^2 \cos \omega t$$

ただし、Mp・ピストン重量

e・シャフト偏心量

ω ・モータ角速度

また、アーマチャ3及びアーマチャシャフト7側の静アンバランス量msの質量移動により振動を発生させる力（加振力F2）は、以下の式によって表すことができる。

【0022】

$$【数2】 F2 = -msr\omega^2 \cos \phi \cos \omega t$$

ただし、ms・静アンバランス量

r・回転中心から静アンバランス量の重心までの回転半径

ϕ ・ピストンの運動軸に対する静アンバランス量の位相差

従って、上記の加振力F1、F2をピストンの運動軸方向とその垂直方向とに分解すると、以下のようになる。

【0023】

$$【数3】 \text{運動軸方向の加振力 } F_r = 2Mpe\omega^2 - msr\omega^2 \cos \phi$$

【0024】

$$【数4】 \text{垂直方向の加振力 } F_v = msr\omega^2$$

そして、かかる運動軸方向の加振力F_rと垂直方向の加

振力F_vとの合力Fの大きさが最小となるように静アンバランス量msを設定する。合力Fは、以下の式で表すことができる。

【0025】

$$【数5】 F = [(F_r)^2 + (F_v)^2]^{1/2}$$

かかる合力Fを低減することにより、この合力Fに対応して生ずる合成振動も低減することができる。上記の式によって設定した静アンバランス量msを考慮して、アーマチャ3及びアーマチャシャフト7のバランス取りを行う。

【0026】具体的には、以下の式に従って、各穴部21a、21bの位置及び除去重量を決定する。

【0027】

$$【数6】 \text{偏心部8におけるモーメント } U1 = (M1 + M2) * e$$

【0028】

【数7】 アーマチャコア20左部におけるモーメント

$$U2 = m * l * N1$$

【0029】

【数8】 アーマチャコア20左部におけるモーメント

$$U3 = m * l * Nr$$

【0030】

【数9】 静アンバランス量 $U = U1 - U2 + U3$

【0031】

【数10】 偶アンバランス量 $Uc = [L1 / (L1 + L2)] * U1 - [L2 / (L1 + L2)] * U3$

ただし、L1・アーマチャコア20左部の中心から偏心部8の中心までの距離

L2・アーマチャコア20右部の中心からアーマチャ左部の中心までの距離

e・アーマチャシャフト7に対する偏心部8の偏心量

M1・偏心ベアリング10の重量

M2・偏心部8の重量

m・コアシート1枚当たりの各穴部の質量

l・アーマチャシャフト7の中心軸から各穴部21a、21bの重心までの距離

N1・アーマチャコア20左部のコアシートの枚数

Nr・アーマチャコア20右部のコアシートの枚数

上記の数式9において、静アンバランス量msが、モーメントとして代入される。そして、U1-U2+U3の演算結果が静アンバランス量msによるモーメントに等しくなるように、かつ数式10における偶アンバランスUcが最小となるように、コアシート各穴部21a、21bの質量N1*m、Nr*m、およびアーマチャシャフト7の中心軸から各穴部21a、21bの重心までの距離lを決定する。このように決定された位置及び重量に基づいて、各穴部21a、21bを設ける。

【0032】ここで、穴部21a、21bはアーマチャシャフト7に対して対象位置に設けられ、且つ偏心部8からの距離が上述の如く設定される。これは、アーマチャ

シャフト7が回転した際に、アーマチャシャフト7のそれぞれの位置にかかる遠心力が、偏心部8のアンバランス分の重量及び穴部21a, 21bが形成されることによる除去重量に作用し、アーマチャ3及びアーマチャシャフト7等の偶アンバランスの発生を最小に抑えるためである。

【0033】上述のような手法に従って、アーマチャ3及びアーマチャシャフト7のバランス取りを行った場合の合成振動の大きさを図5に示し、比較対象として、従来技術のように偏心部108のアンバランスのみを対象にバランス取りを行った場合の合成振動の大きさを図6に示す。ここで、実際の製品において、アーマチャ3及びアーマチャシャフト7のアンバランス量を零にすることは非常に困難である。さらに、そのアンバランス量を限り無く零に近づけようとする、その製造工程において、各部品の公差や組付け等の管理を厳密に行わなければならない、製品コストの上昇を招く。

【0034】図5及び図6では、バランス取りを行ったにもかかわらず、アンバランスm1が残った場合の各位相差 ϕ における合成振動を示している。図6に示すように、従来技術においては、アンバランス量m1によって合成振動が大きく変化するとともに、位相差 ϕ によっても合成振動がばらつくことがわかる。これに対し、本実施例においては、図5に示すように、アンバランス量m1が残っても、合成振動の大きさにそれほど大きな変化はなく、また位相差が異なってもその影響が小さいことが分かる。さらに、本実施例では、ピストン19の影響を考慮してアンバランス量を最適化した結果、合成振動のレベル自体を低減可能であることも分かる。これは、すなわち、各製品のレベルにおいて、各製品毎にアン

【0035】なお、前述の実施例では、数式10より最適な静アンバランス量m sを設定し、それに基づきコアシート5に穴部21を設けることについて説明した。しかし、設計的なバランス取りを行うことなく、アーマチャシャフト7の偏心部8にベアリング10とピストン19の質量を見込んだダミーウエイトを付加した状態でアーマチャ3及びアーマチャシャフト7を単体で回転させて、そのアンバランスを打ち消すようにモータの回転部にパテやバランスウエイト等のランサーを設けるようにしても、ピストン質量を考慮したバランス取りを行える。

【0036】さらに、前述の実施例のように、予め数式10に従って静アンバランス量m sを設定し、バランス取りを行った上で、上述のようにダミーウエイトを用いて実際にアーマチャ3及びアーマチャシャフト7を回転させ、アンバランスの微調整を行うことも有効である。なぜならば、各部品の公差や製造誤差等によって必ずし

も計算通りに静アンバランス量m sを実現できないが、ダミーウエイトを用いた微調整により、それを補償でき、バランス取りの精度が向上するためである。なお、この場合には、予めある程度のバランス取りがおこなわれているので、その微調整も容易に行いえる。また、他のバランス調整手法として、アンバランス量m1の位相差 ϕ を管理することも有効である。すなわち、図5及び図6に示す如く、仮にアンバランス量m1が残ったとしても、位相差 ϕ の範囲を所定範囲内に収まるように管理することによって、合成振動のレベルを低く抑えつつ、かつバラツキも減少させることができる。位相差 ϕ によって合成振動のレベルが変化するのは、位相差 ϕ に応じてアンバランス量m1の振動とピストン19の振動との同調度合いが変化するためである。そこで、アンバランス量m1の振動とピストン19の振動との同調が少ない範囲に位相差 ϕ を管理することにより、合成振動を低減できるのである。この位相差 ϕ の管理は、偏心部8（偏心ベアリング10を含む）のアンバランスのみを対象にバランス取りを行った場合、及びピストン19の質量をも考慮してバランス取りを行った場合の両者に対して適用することが可能である。

【0037】位相差の管理の具体的な手法について簡単に説明すると、まず、偏心部8及び偏心ベアリング10の質量のみを考慮してバランス取りを行った場合には、偏心ベアリング10を付加した状態でアーマチャ3及びアーマチャシャフト7を単体で回転させて、そのアンバランス量m1の位相を計測する。そして、そのアンバランス量m1の位相が所定の角度範囲に収まるように、パテ等の補助的なランサーをアーマチャ3及びアーマチャシャフト7に付加する。一方、ピストン19の質量も考慮してバランス取りを行った場合には、偏心ベアリング10にピストン質量を見込んだダミーウエイトを付加した状態で、アーマチャ3及びアーマチャシャフト7を単体で回転させて、そのアンバランス量m1の位相を計測し、上記と同様にそのアンバランス量m1の位相が所定の角度範囲に収まるように、パテ等の補助的なランサーをモータの回転部に付加するのである。

【0038】さらに、前述の実施例では、ピストン19のピストン運動及びアーマチャ3等の回転運動による合成振動を低減するように、アンバランス量mを設定したが、ピストン19のピストン運動による振動のみを打ち消すようにアンバランス量を設定しても良い。このようにしても騒音を発する原因となる振動源がアーマチャ3等のみになるため、騒音低減についてある程度の効果を見込める。さらに、アーマチャ3等による騒音よりもピストン19による騒音の方が大きいことが多いため、かかる観点からもピストン19による振動を打ち消すことは有効である。

【0039】また、前述の実施例では、コアシート5に穴部21を設けることによってバランス取りを行った。

かかる手法は、コアシート 5 を所定の形状に打ち抜く際に、同時に穴部の打ち抜きも行いえるため、製造工程を複雑にすることなく、また特別の部材を付加することなくバランス取りを行い得る。ただし、ピストン 19 の重量を考慮して、前述の手法に従ってバランス取りを行うには、バランスウェイトやパテ等を付加することによっても勿論可能である。また、バランス取りを行う際には、3 か所以上の複数の箇所に穴部やバランスウェイト等のバランサーを設けることも可能である。かかる場合、その複数のバランサーの質量の合計が、前述の質量 $Nl \times m$ 及び $Nr \times m$ になるように設定すればよい。

【0040】

【発明の効果】以上説明したように、第 1 発明によれば、ピストンポンプにおけるピストン運動による加振力による振動を低減することで、ピストン運動に基づく騒音を低減することができる。また、第 2 発明によれば、補助バランサーによって、ピストンポンプの可動部分の運動による振動と、バランサーの形成後に残存するアンバランスによる振動とが同調しないように、その位相差を管理することで、モータ全体としての振動レベルを抑

20

*

＊【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明による電動ポンプ用モータの実施例を表す断面図である。

【図 2】本実施例における電動ポンプ用モータのアーマチャシャフト及びアーマチャコアの説明図である。

【図 3】本実施例における電動ポンプ用モータの正面図である。

【図 4】本実施例における偏心部、偏心ベアリング及びピストンの関係を示す模式図である。

【図 5】本実施例によりバランス取りを行った場合の合成振動を表す特性図である。

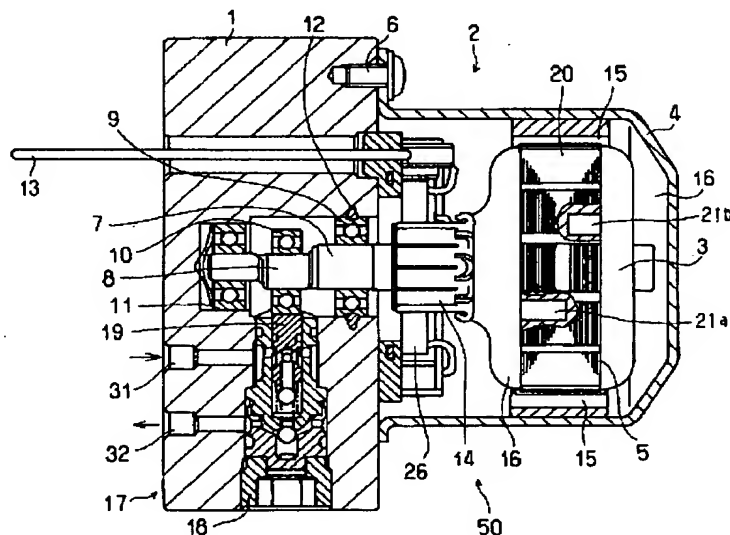
【図 6】従来技術によりバランス取りを行った場合の合成振動を表す特性図である。

【図 7】従来の電動ポンプ用モータを表す断面図である

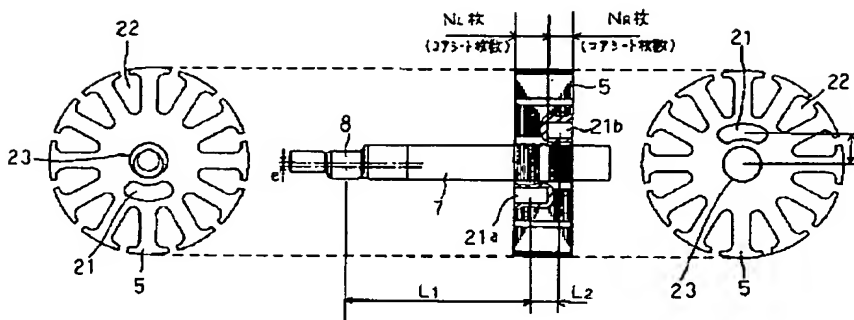
【符号の説明】

- 1 ポンプハウジング
- 2 モータ部
- 3 アーマチャ
- 8 偏心部
- 10 偏心ベアリング
- 19 ピストン

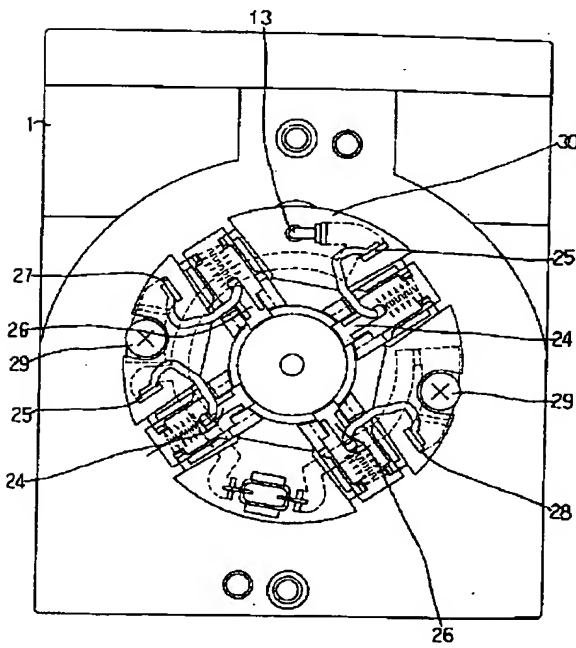
【図 1】



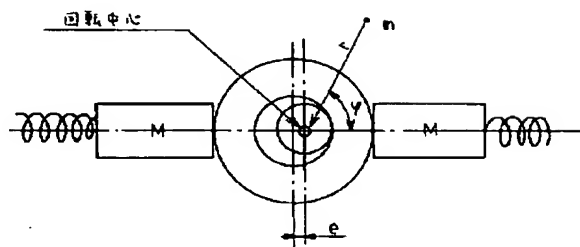
【図2】



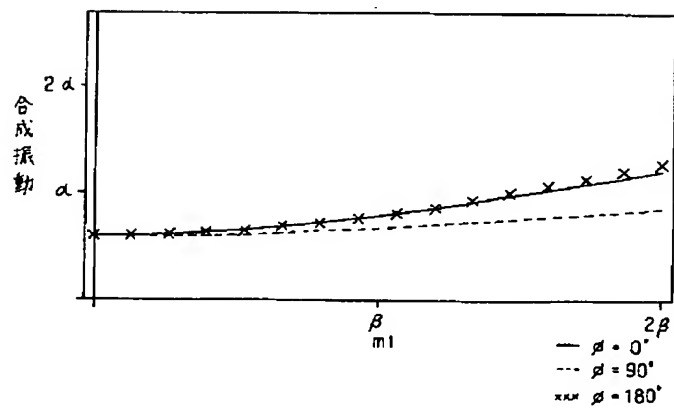
【図3】



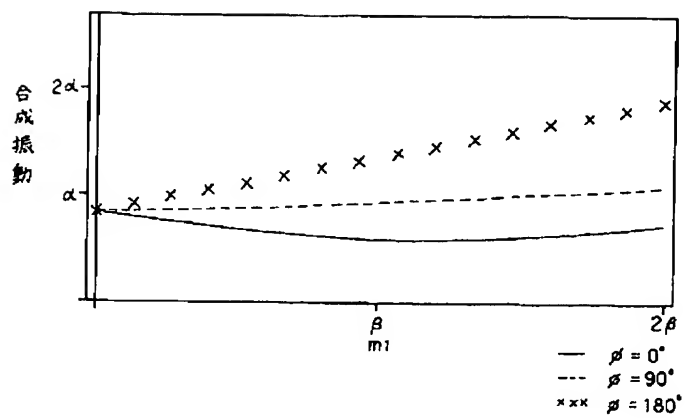
【図4】



【図5】



【図6】



【図7】

